

Desain Compact heat exchanger Tipe Fin and tube Sebagai Alat Pendingin Motor pada Boiler Feed Pump (Studi Kasus pada Sebuah Perusahaan Pembangkit Tenaga Listrik)

Luki Apriliasari dan Djatmiko Ichsani

Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS)

Jl. Arief Rahman Hakim, Surabaya 60111 Indonesia

e-mail: djatmiko@me.its.ac.id

Abstrak—Motor listrik penggerak boiler feed pump harus bekerja secara kontinyu, dan hanya boleh mati pada saat dilakukan maintenance, apabila tidak diberikan pendinginan maka akan terjadi *overheating* dan menyebabkan kerusakan pada motor. Hal ini sering terjadi di PLTU, motor listrik hanya didinginkan dengan dialiri udara bebas. Sistem ini memiliki keterbatasan yaitu kotoran yang terkandung di udara bisa menempel di dinding motor, justru menyebabkan panas dalam motor tidak keluar dengan maksimal. Untuk mengatasi keterbatasan tersebut, maka diusulkan suatu metode pendinginan yaitu dengan mendesain *heat exchanger tipe compact (fin and tube)*. Data-data operasi diambil dari suatu perusahaan pembangkit tenaga listrik yang dijadikan obyek studi. Perhitungan desain *heat exchanger* dengan metode ΔT_{LMTD} . Setelah mendapat dimensi yang sesuai dengan panas yang akan didinginkan, maka dilakukan analisa performansi yaitu nilai efektifitas terhadap perubahan beban. Hasil yang didapatkan dari penyelesaian studi kasus ini adalah dimensi *compact heat exchanger* yang memiliki spesifikasi sesuai *surface 7. 75-5/8T* dari Kays and London dengan panjang fin 1 meter, lebar fin 0,3 m, dan panjang tube 1 meter. Hasil analisa performansi (efektifitas) terhadap variasi beban yaitu semakin tinggi pembebanan maka nilai efektifitas juga semakin tinggi.

Kata Kunci—*compact heat exchanger, fin and tube, ΔT_{LMTD} .*

I. PENDAHULUAN

ENERGI listrik merupakan salah satu jenis energi yang ketersediaannya sangat dibutuhkan oleh semua pihak, baik perusahaan maupun konsumsi rumah tangga. Terlihat dari data statistik bahwa energi listrik yang diproduksi pada tahun 2010 sebanyak 175. 977 GWh. Kebutuhan tersebut akan terpenuhi apabila energi listrik memiliki keandalan dan efisiensi yang tinggi. Untuk mencapai keandalan dan efisiensi yang tinggi, maka energi listrik harus diproduksi terus menerus oleh perusahaan pembangkit listrik, salah satu nya adalah pembangkit listrik tenaga uap (PLTU). PLTU menghasilkan energi listrik dengan keandalan dan efisien yang tinggi apabila setiap pesawat dari PLTU (boiler, turbin, kondensor, dan pompa) dapat beroperasi dengan optimal. *Boiler feed pump* harus memompa air masuk ke boiler secara terus menerus, dan *boiler feed pump* tersebut bekerja karena mendapat kerja dari motor listrik. Secara otomatis, motor tersebut harus bekerja secara kontinyu, dan hanya boleh mati

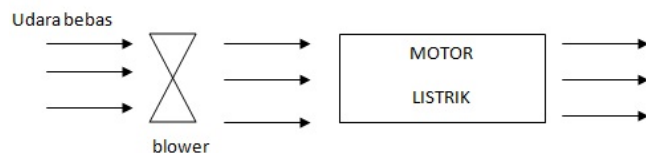
pada saat dilakukan *maintenance*. Hal tersebut dapat menyebabkan kerusakan pada motor akibat *overheating* yang dikarenakan gangguan pengotoran pada sistem pendinginan. Permasalahan seperti ini sering terjadi, salah satu nya di perusahaan pembangkit tenaga listrik. Upaya yang sudah dilakukan untuk mengatasi *overheating* pada motor adalah dengan mengalirkan udara bebas ke dinding motor listrik seperti Gambar 1.

Upaya ini ditujukan agar terjadi perpindahan panas antara udara bebas dengan udara panas motor. Namun ada keterbatasan dari model perpindahan panas ini, yaitu:

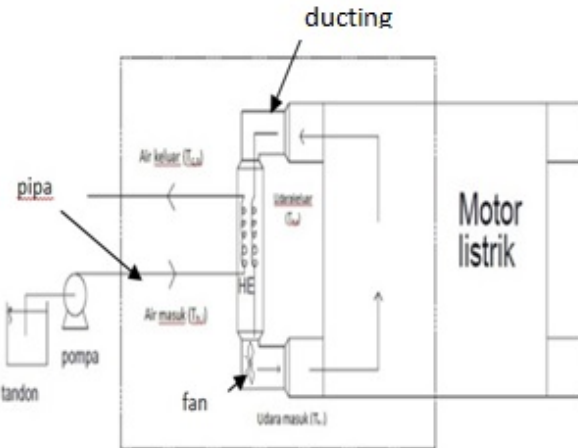
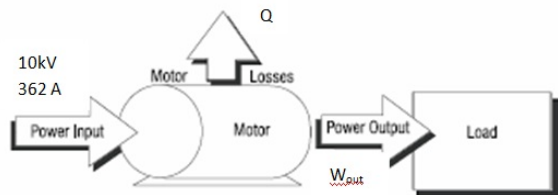
- Udara bebas yang dialirkan mengandung kotoran dan debu yang dapat menempel di dinding motor, hal ini justru mengakibatkan *overheating* pada motor karena panas motor tidak bisa dibuang dengan baik.
- Apabila udara yang masuk ke motor lembab (musim hujan) maka mengandung uap air yang bisa merusak rotor

Untuk mengatasi keterbatasan seperti telah didiskripsikan di atas maka diperlukan sistem pendinginan tertutup dengan merancang sebuah alat perpindahan panas (*compact heat exchanger*). Skema sistem pendinginan tertutup ditunjukkan pada Gambar 2.

Gambar 2 menunjukkan skema sistem pendinginan motor listrik yang ditawarkan sebagai solusi untuk mengatasi keterbatasan sistem pendinginan yang sudah ada. Motor listrik didinginkan oleh udara yang tertutup, bukan udara bebas lagi. Udara panas keluar dari motor akan didinginkan di dalam *heat exchanger*. Udara keluar dari *heat exchanger* (dingin) akan masuk ke dalam winding motor dan akan mendinginkan motor. Jadi aliran udara nya tertutup melalui ducting. Air yang digunakan sebagai fluida dingin merupakan air tawar yang disediakan oleh pihak pembangkit. Air dialirkan dari reservoir ke *heat exchanger* dengan pompa.



Gambar 1. Kondisi eksisting sistem pendinginan motor listrik.

Gambar 2. Skema instalasi *heat exchanger*.

Gambar 3. Losses energi panas motor.

pola pikir untuk perhitungan losses panas dari motor listrik dapat ditunjukkan pada Gambar 3 sebagai berikut:

Perancangan *heat exchanger* menggunakan metode ΔT_{LMTD} sesuai dengan persamaan $UA = q / F \cdot \Delta T_{LMTD} \dots (1)$, dimana

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}} \right)} \dots (2)$$

Untuk mendapatkan dimensi yang sesuai, dilakukan beberapa perhitungan, yaitu perhitungan koefisien konveksi fluida panas, dan koefisien konveksi fluida dingin. Koefisien konveksi fluida panas (h_h) dapat dihitung sesuai persamaan berikut,

$$h_h = St G C_p \dots (3)$$

dimana:

h_h = koefisien konveksi fluida panas

St = Statond number

G = laju alir massa per luas aliran

C_p = kalor spesifik

Sedangkan nilai koefisien konveksi fluida dingin (h_c) dapat dihitung sesuai persamaan berikut,

$$h_c = \frac{Nu \times k}{D} \dots (4)$$

dimana:

h_c = koefisien konveksi fluida dingin

Nu = nusselt number

k = konduktivitas thermal

D = diameter *tube*

Kemudian dilakukan perhitungan luas perpindahan panas total yang meliputi luas perpindahan panas di sisi *tube*, dan luas perpindahan panas di sisi fin. Nilai perpindahan panas total dapat dihitung sesuai persamaan berikut:

$$A_f = N_f \left((2 W_f L_f) - \left(N_t \pi / 4 D_t^2 \right) \right) \dots (5)$$

Dimana:

A_c = luas perpindahan panas di sisi *tube*

L = panjang *tube*

N_t = Jumlah *tube*

A_f = luas perpindahan panas di sisi fin

N_f = jumlah fin

W_f = lebar fin

L_f = panjang fin

D_t = diameter *tube*

Untuk mendapat nilai UA , dapat dihitung sesuai persamaan berikut:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_c A_c} + \frac{1}{h_h \eta_f A_h} \dots (6)$$

Dimana nilai tahanan termal konduksi pada dinding pipa diabaikan karena D_o/D_i bernilai hampir sama dengan satu.

Setelah didapatkan dimensi *heat exchanger* yang sesuai, maka dilakukan perhitungan pressure drop udara, dan pressure drop air, yang bertujuan untuk mengetahui daya yang dibutuhkan untuk mengalirkan fluida. Nilai pressure drop dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut:

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2g} \dots (7)$$

Dimana:

II. METODOLOGI PERANCANGAN

Pada penyusunan studi kasus ini prosedur perancangan dilakukan dalam tiga tahap. Tahap awal dari perancangan ini adalah dilakukan studi literatur mengenai *desain heat exchanger* yang berasal dari buku, jurnal, maupun penelitian terdahulu.

Tahap yang kedua adalah penentuan data-data perancangan. Data-data yang didapatkan merupakan data operasi motor listrik milik perusahaan pembangkit tenaga listrik serta data fluida yang akan digunakan di *heat exchanger*, yaitu fluida panas (udara), dan fluida dingin (air). Data awal yang diketahui adalah data temperatur air masuk sebesar 32°C dengan laju alir massa air (\dot{m}_{air}) sebesar 71,85 kg/s. sedangkan data temperatur keluar fluida panas (udara) adalah 34°C dengan laju alir massa udara (\dot{m}_{udara}) sebesar 5,1 kg/s. Motor listrik mendapat daya dari energi listrik sebesar 5683 kW, dan menghasilkan kerja sebesar 5348 kW.

Tahap ketiga merupakan tahap perhitungan matematis. Setelah didapatkan data motor listrik, dilakukan perhitungan besar losses energi panas dari motor. Besar losses adalah daya input dikurangi dengan kerja yang dihasilkan. Sehingga nilai losses adalah 335 kW. Losses energi panas ini merupakan beban yang harus didinginkan oleh *heat exchanger*. Skema

ΔP = pressure drop
 f = friction factor, $f=f(Re, e/D)$
 D = diameter
 ρ = massa jenis fluida
 V = kecepatan fluida
 g = percepatan gravitasi

Daya pompa yang dibutuhkan untuk mengalirkan air, dan daya fan yang dibutuhkan untuk mengalirkan udara dapat dihitung sesuai persamaan berikut:

$$P = Q \times \Delta P \dots (8)$$

Dimana:

Q = debit fluida
 P = power

Semua perhitungan yang dilakukan berdasarkan data ketika motor listrik bekerja pada saat beban seratus persen. Untuk satu motor listrik dibutuhkan dua *heat exchanger*. Pada studi kasus ini, dilakukan perhitungan rancangan untuk satu *heat exchanger*, sehingga beban yang harus didinginkan adalah sebesar 167,5kW.

Untuk performansi *heat exchanger* ditinjau dari nilai efektifitas yaitu merupakan fungsi dari NTU dan Cr. Nilai NTU dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \dots (9)$$

$$Cr = \frac{C_{min}}{C_{max}} \dots (10)$$

dimana:

NTU = number of transfer unit
 U = koefisien overall heat transfer
 A = luasan perpindahan panas
 C = heat capacity
 Cr = ratio heat capacity

III. HASIL PERANCANGAN

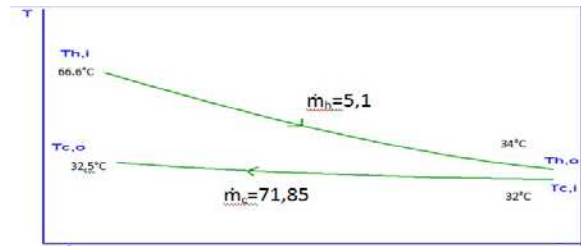
A. Perhitungan UA dari ΔT_{LMTD} .

Berdasarkan data awal temperatur yang diketahui, maka dapat dihitung nilai temperatur air keluar dan temperatur udara masuk *heat exchanger* sesuai persamaan $q = \dot{m} c_p \Delta T$. Data dari kedua fluida dapat ditunjukkan pada Gambar 4.

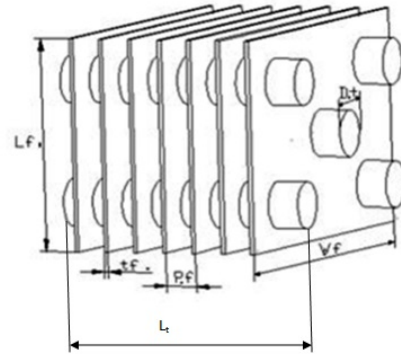
Dengan menggunakan Persamaan (1) dan (2) maka UA dari metode ΔT_{LMTD} dapat dihitung dengan hasil perhitungan yaitu sebesar 14. 816,1891 Watt/K. Dengan demikian *desain heat exchanger* harus memiliki nilai UA sama dengan UA dari perhitungan ΔT_{LMTD} .

B. Perhitungan Dimensi Heat exchanger

Compact heat exchanger yang didesain pada studi kasus ini adalah *tipe fin and tube*. Dimensi dari fin dan *tube* disesuaikan dengan ketersediaan *space* untuk penempatan *heat exchanger*. Setelah dilakukan iterasi dengan menggunakan Persamaan (5) didapatkan dimensi yang sesuai dengan konfigurasi yang diinginkan yaitu a.) untuk sisi fin: panjang fin (L_f) = 1,0 meter, lebar fin (w_f) = 0,3 meter, dengan jumlah fin sebanyak 305 buah. b) untuk sisi *tube* : panjang *tube* (L_t) = 1,0 meter, diameter *tube* (D_t) = 0,0169 meter, dengan jumlah *tube* sebanyak 196 buah. *Compact heat exchanger* dapat ditunjukkan pada Gambar 5.



Gambar. 4. Distribusi suhu.



Gambar. 5. Compact heat exchanger [1].

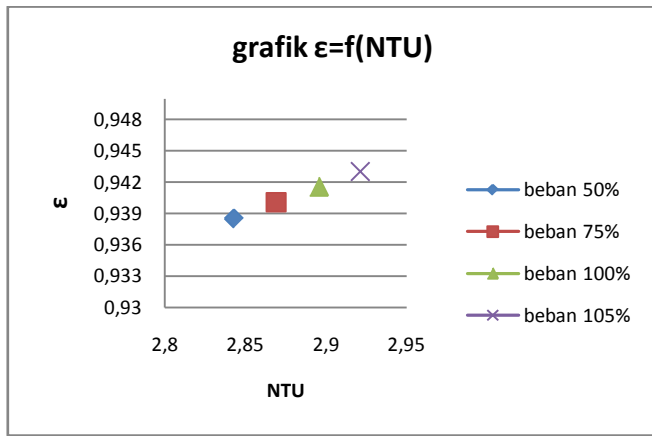
Tabel 1.

Spesifikasi *surface 7,5-5/8T* dari kays and London

No	Parameter	Besar
1	Bahan tube	Aluminium Alloy
2	Diameter tube (D_t)	0,0169m
3	Jarak fin (P_f)	0,003289m
4	Jumlah Fin (N_f)	305
4	$D_h (4rh)$	0,003m
5	Fin thickness (T_f)	0,0003m
6	Free flow /frontal (σ)	0,481
7	Heat transfer /total volume (α)	55,44 m ² /m ³
8	Fin /total	0,913
9	S_T	0,0381m
10	S_L	0,04m
11	S_D	0,01381m
12	Jumlah tube (N_t)	196

Spesifikasi fin dan *tube* sesuai *surface 7,5-5/8T* dari buku Kays and London yang dapat dilihat pada tabel 1. Setelah diketahui dimensi dari fin dan *tube*, maka dilakukan perhitungan untuk koefisien konveksi fluida dingin dan koefisien konveksi fluida panas. Sesuai Persamaan (3) dan (4), maka didapatkan nilai koefisien konveksi fluida dingin (h_c) yaitu 6. 100,0 W/m²K, dan koefisien konveksi fluida panas (h_h) yaitu 126,0 W/m²K. Kemudian dilakukan perhitungan luas perpindahan panas total yang meliputi luas perpindahan panas sisi air (A_c) yaitu sebesar 10,4 m², dan luas perpindahan panas sisi udara (A_h) yaitu sebesar 179m². Sehingga nilai perpindahan panas total adalah 189,4 m².

Dari Persamaan (6), UA perancangan dapat dihitung dengan nilai yaitu sebesar 14. 880,00 Watt/ K. Nilai UA perancangan ini hampir sama dengan nilai UA dari perhitungan ΔT_{LMTD} . Sehingga, dapat dinyatakan bahwa dimensi dan spesifikasi dari *heat exchanger* sudah sesuai dengan konfigurasi yang diinginkan.

Gambar. 6. Grafik $\epsilon=f(NTU)$ pada $Cr\ 0,017$.

C. Perhitungan Daya Pompa dan Daya Fan

Pompa digunakan untuk mengalirkan air dari tandon ke *heat exchanger* melalui pipa dan *tube*. Debit air yang dialirkan sebesar $0,072\text{m}^3/\text{s}$ melalui pipa dengan panjang pipa 22 m, dan diameter pipa 0,2 m. Dengan Persamaan (7) dapat dihitung nilai pressure drop fluida dingin (air) sebesar $1.854,96\text{ kg/m}^2$, sehingga nilai daya pompa dapat dihitung sesuai Persamaan (8) yaitu sebesar 1308,86 Watt.

Fan digunakan untuk mengalirkan udara masuk ke motor, udara melalui ducting dan *heat exchanger* (fin). Debit udara yang dialirkan adalah sebesar $4,14\text{ m}^3/\text{s}$ melalui ducting dengan panjang 1 meter dan lebar 0,6 meter. Dengan persamaan (7) dapat dihitung nilai pressure drop fluida panas (udara) yaitu $55,2\text{ kg/ms}^2$, sehingga daya fan dapat dihitung yaitu sebesar 229 Watt.

D. Analisa performansi heat exchanger

Unjuk kerja *heat exchanger* dapat ditinjau dari harga *efektiveness* (ϵ). Efektifitas merupakan perbandingan laju perpindahan panas aktual terhadap kemampuan laju perpindahan panas maksimum *heat exchanger*. Untuk semua *heat exchanger* nilai efektifitas merupakan fungsi dari NTU dan Cr . Sesuai Persamaan (9) dan (10) dapat dihitung nilai NTU dan Cr . Grafik $\epsilon=f(NTU)$ pada $Cr\ 0,017$ dapat ditunjukkan pada Gambar 6. Nilai NTU bervariasi sesuai dengan beban panas yang ditransfer oleh *heat exchanger*. Beban divariasikan berdasarkan kerja yang dihasilkan motor dengan daya masuk motor yang tetap, sehingga nilai losses juga bervariasi. Variasi beban yang dihitung adalah ketika beban 50%, 75%, 100%, dan 105%. Gambar 6 menunjukkan nilai efektifitas untuk masing-masing beban pada $Cr\ 0,017$. Semakin tinggi beban yang mampu didinginkan oleh *heat exchanger*, maka nilai efektifitas juga semakin tinggi.

IV. KESIMPULAN

Kesimpulan yang dapat disampaikan adalah sebagai berikut:

1. Konstruksi *heat exchanger* yang sesuai dengan beban yang harus didinginkan ($167,5\text{ kW}$) adalah sesuai *surface* 7. 75-5/8T pada buku Kays and London dengan panjang

tube 1 meter, panjang fin 1 meter dan lebar fin 1 meter yang memiliki spesifikasi sebagai berikut:

2. Material *tube* adalah aluminium alloy
Diameter *tube* (D_T) = 0,0169 meter, dengan $S_T = 0,0381$ meter, $S_L = 0,04$ meter, dan $S_D = 0,01381$ meter
Jumlah *tube* (N_T) sebanyak 196
Jarak fin (P_f) = 0,003289 m, tebal fin (T_f) = 0,0003 m
Jumlah fin (N_f) sebanyak 305
3. Performansi *heat exchanger* dapat ditinjau dari nilai efektifitas. Nilai efektifitas berbanding lurus dengan pembebanan. Semakin tinggi beban pada *heat exchanger* maka nilai efektifitas juga semakin tinggi.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Incropera. 1999. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Fourth Edition, John Wiley & Sons Co: New York.
- [2] Kays, W. M. dan A. L. London. 1964. *Compact heat exchanger*, McGraw Hill: United States of America.
- [3] Robert W. Fox dan Alan T. McDonald. 1976. *Introduction to Fluid Mechanics*, Fifth Edition, John Wiley & Sons Co: USA.